

На правах рукописи
УДК 621 436

ТРИФОНОВ ЮРИЙ ЮРЬЕВИЧ

**РАСЧЕТ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ
НА ВЫНОСЛИВОСТЬ С УЧЕТОМ ПОДАТЛИВОСТЕЙ
ОПОР И КОЛЕБАНИЙ**

Специальность 05 04 02 – Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Москва – 2007

Работа выполнена в Московском государственном техническом университете им НЭ Баумана

Научный руководитель	кандидат технических наук, доцент Краснокутский А Н
Официальные оппоненты	доктор технических наук, профессор Гоц А Н Владимирский государственный университет кандидат технических наук, доцент Иванов-Дятлов В И Московский автомобильно- дорожный институт (государственный технический университет)
Ведущая организация	ОАО ХК «Коломенский завод» (КТЗ)

Защита диссертации состоится «8» ноября 2007 г в 14⁰⁰
на заседании диссертационного совета Д 212 141 09 при Московском
государственном техническом университете им НЭ Баумана по адресу
105005, Москва, Рубцовская наб , д 2/18, Учебно-лабораторный корпус, ауд
947

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им НЭ
Баумана

Ваши отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенные
печатью учреждения, просим направлять по адресу 105005, Москва, ул 2-ая
Бауманская, д 5, МГТУ им НЭ Баумана, ученому секретарю
диссертационного совета Д212 141 09

Автореферат разослан «3» октября 2007 г

Ученый секретарь
диссертационного совета,
кандидат технических наук,
доцент



Тумашев Р 3

ОБЩИЕ ПО ТЕКСТУ ОБОЗНАЧЕНИЯ

МКЭ – метод конечных элементов

НДС – напряженно-деформированное состояние

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы При разработке поршневых двигателей нового поколения возникают проблемы, связанные с обеспечением необходимых потребительских свойств двигателей. Сложность решаемых при этом в сжатые сроки задач радикально повышает роль математического моделирования при создании и доводке базовых узлов и деталей двигателя, включая коленчатый вал, как одну из наиболее ответственных и дорогих деталей двигателя.

Поломки коленчатых валов в эксплуатации показывают, что задача повышения прочности вала остается актуальной, особенно при постоянном форсировании двигателей (в первую очередь дизелей) с помощью наддува. Применение математических моделей различного уровня позволяют значительно сократить сроки проектирования коленчатого вала.

Целью настоящей диссертации является разработка уточненного метода расчета коленчатого вала на выносливость с учетом податливостей опор и резонансных режимов работы двигателя.

Для достижения указанной цели необходимо решение следующих задач. Построение математических моделей по определению НДС коленчатого вала по неразрезной схеме. Определение коэффициентов концентрации и жесткости колена вала с применением 3-х мерных конечно-элементных моделей. Определение дополнительных напряжений от крутильных колебаний в условиях резонанса. Создание программы по расчету коленчатого вала на выносливость с учетом податливостей опор и колебаний.

Методы исследования. В работе используются методы расчетного и экспериментального исследования. Экспериментальные исследования были выполнены на ХК «Коломенский завод».

Достоверность результатов разработанного метода расчета выносливости коленчатого вала подтверждена сходимостью расчетных результатов с экспериментальными.

Научная новизна. Уточнена методика и создан алгоритм расчета коленчатого вала на выносливость. Проведены расчеты коэффициентов концентрации и жесткости коленчатого вала с помощью 3-х мерного конечно-элементного анализа. Разработана модель учета влияния податливостей опор на НДС коленчатого вала. Создана программа расчета коленчатого вала на выносливость с учетом дополнительных напряжений, возникающих в условиях резонанса.

Практическая значимость работы. Разработанный метод позволяет рассчитывать минимальные запасы усталостной прочности коленчатых валов

транспортных дизелей при проектировании и модернизации. Применение метода позволяет сократить сроки проектирования, а также затраты на изготовление опытных образцов коленчатых валов и проведение натуральных экспериментов по их доводке.

Разработан программный комплекс (ПК) KVAL, реализующий указанные расчеты. ПК KVAL используется в учебном процессе на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана при выполнении домашних заданий, курсовых и дипломных проектов.

Реализация работы Результаты работы использованы в научно-исследовательских работах, проводимых НИИЭМ МГТУ им. Н.Э. Баумана для ОАО ХК «Коломенский завод» (КТЗ).

Апробация работы Основные результаты работы были доложены на научно-технических конференциях МГТУ им. Н.Э. Баумана, МАДИ (ТУ).

Публикации По результатам исследований, вошедших в диссертацию, опубликовано 3 работы.

Структура и объем работы Диссертация изложена на 140 страницах и содержит введение, четыре главы основного содержания, основные выводы и результаты, заключение, список использованной литературы из 94 наименований. Диссертация содержит 91 рисунок и 8 таблиц.

В первой главе проведен обзор методов расчета коленчатого вала. Исследованиям и расчетам коленчатого вала посвящены работы С.П. Тимошенко, Р.С. Кинашвили, В.К. Житомирского, С.В. Серенсена, И.А. Биргера, а также труды Л.С. Лейкина, И.И. Трапезина, А.Н. Гоца, С.М. Захарова, П.А. Истомина, В.И. Зиманенко, Д.Д. Котельникова, М.А. Салтыкова, И.Ш. Неймана, Ф.Ф. Симакова, А.С. Орлина, В.К. Чистякова, A. Eberhard, M. Pfender, P. Zissimos и др.

Коленчатый вал представляет собой пространственную, статически неопределимую систему на упругих опорах с различной жесткостью отдельных участков. Несмотря на достигнутый прогресс в области вычислительной техники и разработки прикладных расчетных программ, общий численный расчет сложного коленчатого вала многоцилиндрового двигателя в трехмерной постановке с учетом всего спектра нагрузок и граничных условий, с учетом влияния сопряженных с валом элементов подшипниковых опор, является чрезвычайно трудоемкой задачей.

В этой ситуации более целесообразен иерархический подход, принятый в инженерной практике расчетов базовых деталей ДВС с использованием как балочных, так и объемных моделей. При таком подходе различные этапы общей задачи рационально выполнять с применением математических моделей различного уровня.

Традиционно существующие методы расчета коленчатого вала делятся на две группы. В одной из них коленчатый вал многоцилиндрового двигателя рассматривается как разрезная система. Вал представляется набором колен, нагру-

женных силами, которые определяются из динамического расчета двигателя. Влияние соседних колен учитывается только через набегающий крутящий момент. Этот метод достаточно прост, т.к. расчетная схема статически определима, и получил наибольшее распространение в учебной литературе и справочниках.

Однако разрезная схема не учитывает действие нагрузок на смежные с рассматриваемым коленом и влияние надпорных изгибающих моментов, действующих в различных плоскостях, что в ряде случаев существенно завышает уровень получаемых при расчете напряжений по сравнению с экспериментальными данными, полученными в результате тензометрирования валов на работающих двигателях.

Методы расчета вала как неразрезной системы, когда рассматривается целиком весь вал с приложенными ко всем коленам нагрузками и при различных положениях вала, является более «строгим» и в то же время более трудоемким. Чтобы заложенные в методе возможности были реализованы в должной степени, при расчете необходимо учитывать податливость опор коленчатого вала. Анализ данных эксплуатации коленчатых валов свидетельствует о том, что наибольшее количество поломок носит усталостный характер и происходит либо по щекам с очагом зарождения трещины в галтелях при переходе от шатунной шейки в щеку, либо по шатунной шейке с зарождением трещины у отверстий для смазки.

Наиболее полно методика определения коэффициентов концентрации напряжений при изгибе и кручении и учета неравномерности их распределения в галтелях при переходе от шеек в щеки, а также у отверстий для смазки в шейках коленчатых валов предложена А.С. Лейкиным.

С повышением удельных параметров двигателей внутреннего сгорания расширился диапазон изменения геометрических параметров вала, влияющих на концентрацию напряжений. Так коленчатые валы современных форсированных двигателей выполняются со значительным перекрытием шеек, выходящим за пределы применимости полученных ранее эмпирических зависимостей для оценки коэффициентов концентрации напряжений. Сказанное относится и к отношениям диаметров шеек к толщине шеек, галтелям с переменным радиусом перехода, наличию наклонных маслоподводящих отверстий и др. В этом случае альтернативой является конечно-элементный расчет коэффициентов концентрации напряжений. Для таких расчетов используются объемные конечно-элементные модели с точным описанием геометрии зон концентрации.

В общей картине динамической нагруженности коленчатых валов большую роль играют колебательные процессы. Коленчатый вал и связанные с ним массы, как известно, образуют упругую систему, в которой возникают дополнительные нагрузки от различного вида колебаний. Как показывают расчеты коленчатых валов двигателей роль изгибных и продольных колебаний при определении запасов прочности не велика, основное значение имеют крутильные

колебания. Дополнительные напряжения, возникающие в элементах коленчатых валов от крутильных колебаний в условиях резонанса составляют значительную часть напряжений, найденных без учета колебаний.

Обычно при расчете коленчатого вала на прочность за расчетный принимается номинальный режим работы двигателя или режим максимального крутящего момента. Дополнительное нагружение коленчатого вала, связанное с колебаниями, учитывают с помощью коэффициента динамического усиления. При этом считается, что работа коленчатого вала происходит вне зон резонансных колебаний, когда дополнительные напряжения достигают максимальных значений.

С другой стороны, допустимость работы коленчатого вала на резонансных режимах работы двигателя определяется максимальным значением дополнительных напряжений без учета условий нагружения коленчатого вала силами, определяемых из динамического расчета двигателя без учета колебаний.

По результатам обзора литературы сделан вывод о целесообразности иерархического подхода при создании математических моделей прочностного анализа коленчатого вала, когда различные этапы выполняют с помощью математических моделей различного уровня.

Таким образом, для решения задачи создания надежной конструкции коленчатого вала необходимо разработать комплекс расчетных исследований по уточненному расчету коленчатого вала на выносливость, как на номинальном режиме работы двигателя и максимального крутящего момента, так и в условиях резонанса с учетом дополнительных напряжений от колебаний.

Во второй главе излагаются теоретические основы методов расчета коленчатого вала по неразрезной схеме с использованием МКЭ.

Коленчатый вал представляют как пространственную многоопорную балку переменного сечения. Каждый участок балки является двухузловым линейным элементом, узлы которого имеют по шесть степеней свободы (рис. 1).

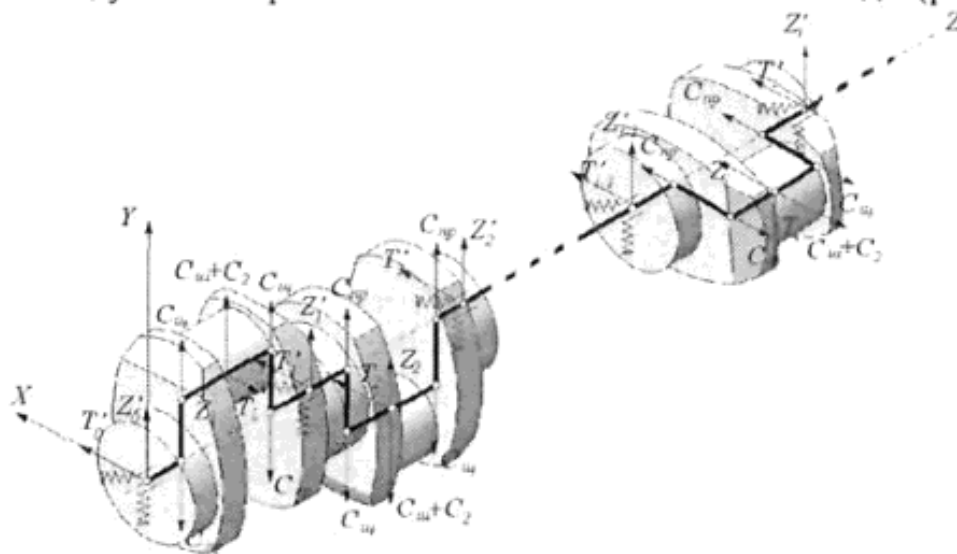


Рис. 1. Расчетная модель коленчатого вала по неразрезной схеме

Каждый элемент имеет свой собственный номер и узловые точки

Составлена матрица жесткости элементов коленчатого вала в локальной системе координат По данным ОАО ХК «Коломенский завод» наличие перекрытия шеек у колен приводит к значительному (в 2-3 раза) увеличению действительной жесткости щеки в плоскости кривошипа по сравнению с теоретической жесткостью щеки прямоугольного сечения В плоскости, перпендикулярной плоскости кривошипа, жесткость колена оказывается в 1,5-2 раза большей, чем в плоскости кривошипа Эти данные хорошо согласуются с результатами численного эксперимента, проведенного при помощи программы ANSYS для объемной модели колена

Добиться соответствия изгибной жесткости элементов колена в неразрезной схеме действительному значению можно, подбирая соответствующим образом параметры сечения щеки при составлении матрицы жесткости При формировании балочной модели жесткости элементов щек рассчитывались при условном прямоугольном сечении с параметрами (b, c_b, h, c_h)

$$\begin{aligned} J_z &= \frac{(h, c_h)^3 (b, c_b)}{12}, & J_x &= \frac{(b, c_b)^3 (h, c_h)}{12}, \\ J_k &= \mu \frac{(b, c_b)^2 (h, c_h)^2}{4}, & F_{\eta} &= (b, c_b) (h, c_h), \end{aligned} \quad (1)$$

где c_h, c_b - коэффициенты сечения, определяемые из численного расчета жесткости колена, b - толщина щеки, h - ширина щеки, μ - коэффициент, зависящий от соотношения $\frac{h}{b}$

Было установлено, что для колена вала двигателя типа ЧН26/26 полученными по МКЭ жесткостями обладает условное балочное колено с коэффициентами сечения щеки равными $c_h=2,7$ и $c_b=1,3$

Большое влияние на результаты расчета оказывает учет податливостей опор Учет наличие упругой опоры позволяет введение дополнительного элемента, обладающего заданными значениями жесткости в соответствующих направлениях

Для определения сил и моментов, действующих на колена вала, проводится динамический расчет двигателя

Для расчетов теоретических коэффициентов концентрации напряжений в элементах колена вала используются объемные конечно-элементные модели с точным описанием геометрии зон концентрации

Перед построением конечно-элементной модели создается так называемая «твердотельная» объемная модель в среде программного комплекса SolidWorks, который позволяет эффективно создавать модели достаточно сложной формы После создания «твердотельной» модели, она переносится в расчетный комплекс ANSYS для непосредственного моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС) коленчатого вала с помощью МКЭ

На рис. 2. представлена «твердотельная» модель колена вала тепловозного двигателя 16ЧН26/26.

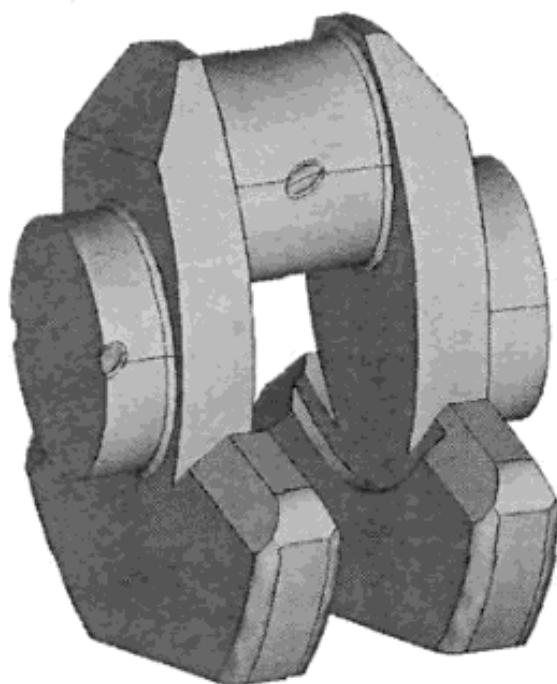


Рис.2. «Твердотельная» модель колена вала

Такой подход обеспечивает возможность оперативного изменения любых геометрических размеров (радиусов галтелей, диаметров маслоподводящих отверстий, углов их наклонов и др.) с автоматической регенерацией всей расчетной модели. Последнее обстоятельство особенно важно с точки зрения сокращения сроков при оптимизационных расчетах деталей. Необходимо отметить, что для максимальной эффективности определения НДС в зонах концентрации напряжений предполагается проводить ряд однотипных расчетов с различной степенью детализации геометрии тех или иных зон. Это связано с определенными ограничениями по количеству располагаемых объемных элементов. Программные и аппаратные средства позволяют эффективно считать НДС деталей с максимальным количеством трехмерных квадратичных тетраэдров порядка 120-150 тыс.

Данное количество элементов не позволяет провести одновременное детальное описание всех зон концентрации (галтелей между щеками и шейками, а также скруглений в маслоподводящих отверстиях), тем более при так называемых условиях «насыщения» - когда результаты расчетов подтверждаются на конечно-элементной модели с более мелкой разбивкой в зонах концентрации напряжений.

На рис. 3 представлена конечно-элементная модель колена вала с подробным описанием геометрии скруглений в маслоподводящем отверстии с упрощенной геометрией противовесов и отсутствием галтелей в щеках. Данная мо-

дель состоит из 71551 квадратичных тетраэдральных конечных элементов и содержит 104325 точек. При начальном шаге «насыщении», т.е. более мелком разбиении скругления отверстия (рис. 3,б) количество элементов увеличилось на 4151, а количество узлов на 6714.

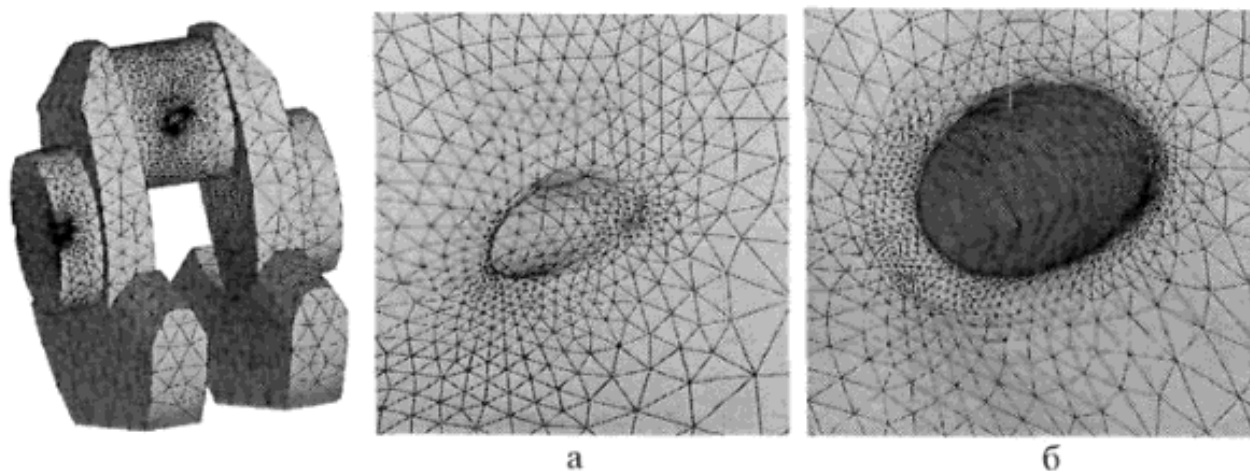


Рис. 3. Конечно-элементная модель колена вала

Целесообразность дальнейшего увеличения количества элементов для описания геометрии скругления отверстия зависит от сравнительных результатов расчета НДС вала от приложенных нагрузок при разных уровнях «насыщения».

Систему силовой установки, содержащей ДВС, можно рассматривать как упругий разветвленный валопровод, на котором расположен ряд сосредоточенных масс. Крутильные колебания этой системы определяются значениями моментов инерции масс $J_1 \dots J_n$ и крутильными жесткостями участков валопровода между ними $c_{1,2} \dots c_{n-1,n}$.

При исследовании колебаний в ДВС из решения системы уравнений свободных колебаний определяют их частоты и формы. Внешние возмущающие нагрузки представляют в виде гармоник рядов Фурье и из равенства частот свободных и вынужденных колебаний находят возможные резонансные частоты. Затем методом энергетического баланса возмущающих и демпфирующих сил на резонансных режимах работы двигателя определяют дополнительные напряжения от крутильных колебаний.

Снизить опасные крутильные колебания в выполненной силовой установке с ДВС можно с помощью динамических гасителей колебаний и демпфирующих устройств, поглощающих энергию колебаний.

Так как в ряде демпферов величина работы сил сопротивления зависит от амплитуды колебаний демпфера, а амплитуда колебаний, в свою очередь, зависит от работы сил сопротивления, разработан итерационный расчет с использованием метода последовательных приближений.

Третья глава посвящена разработке практических алгоритмов расчета коленчатого вала на выносливость (рис. 4).

Влияние крутильных колебаний учитывается сложением амплитуд напряжений, возникающих в коленчатом вале под действием внешних сил, и амплитуд напряжений от колебаний. Результатом расчета являются значения коэффициентов запаса прочности в элементах вала разных цилиндров на различных режимах работы двигателя, опасных как с точки зрения недопустимых напряжений от крутильных колебаний, так и с точки зрения нагрузок от внешних сил. Интегральным результатом расчета является определение минимального запаса выносливости коленчатого вала. Программа создана с использованием стандартного многооконного интерфейса операционной системы Windows.

Расчет коленчатого вала на выносливость начинается с динамического расчета двигателя. Результатом динамического расчета являются значения сил и моментов, действующих на элементы КШМ в зависимости от угла поворота вала (функциональный блок А на рис. 4).

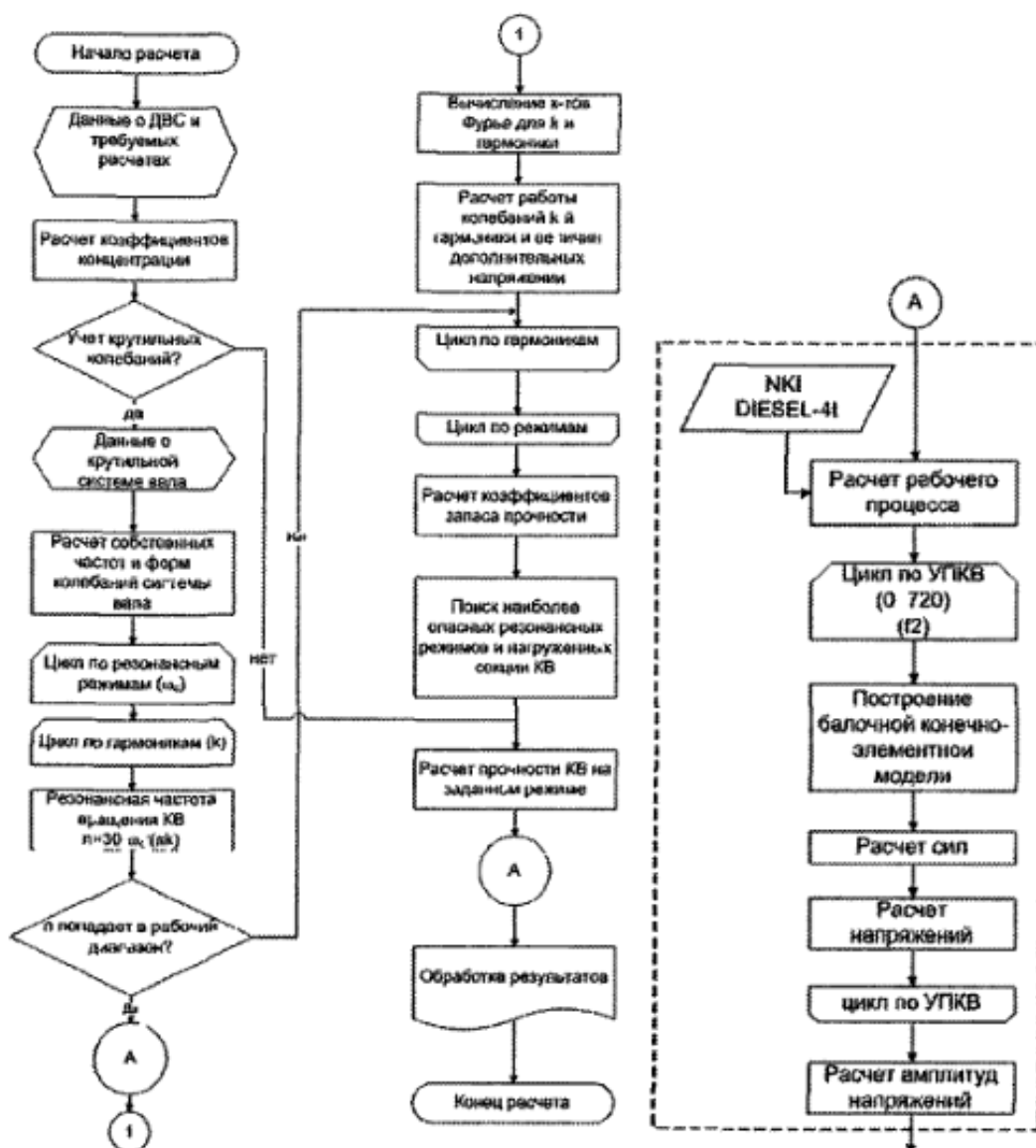


Рис 4 Алгоритм расчета коленчатого вала на выносливость с учетом резонансных колебаний

Возможности программы

- расчет коленчатых валов многоцилиндровых рядных двигателей,
- расчет коленчатых валов двигателей с произвольным числом рядов и секций (в т ч многорядных звездообразных),
- расчет коленчатых валов рядных двигателей с дезаксиальным КШМ,
- учет типа сочленения шатунов многорядных двигателей (прицепные или рядом сидящие),
- независимый учет различий в кинематике и динамике главного и боковых цилиндров,
- взаимодействие с программами расчета рабочего процесса (NKI, Diesel-4t и т д),
- введение экспериментально полученной индикаторной диаграммы,
- учет податливостей опор коленчатого вала,
- расчет собственных частот и форм колебаний крутильной системы вала,
- учет дополнительных напряжений от крутильных колебаний,
- вывод результатов расчета в виде графиков, таблиц и дисковых файлов

Результатами расчета крутильных колебаний системы коленчатого вала в составе силовой установки являются

- гармонический анализ крутящих моментов, действующих на моторные массы,
- таблица резонансных режимов работы двигателя,
- формы крутильных колебаний,
- амплитуда колебаний на резонансных режимах,
- дополнительные касательные напряжения, действующие в элементах коленчатого вала на резонансных режимах

Имеется возможность вывода результатов расчета, выполненных как по разрезной, так и по неразрезной схемам

В четвертой главе изложены результаты численного и экспериментального исследования прочности коленчатого вала

Для изучения влияния перекрытия шеек и толщины щеки на максимальные напряжения в галтели шатунной шейки от изгибающего и крутящего моментов был проведен ряд сравнительных конечно-элементных расчетов с различными диаметрами коренной шейки и толщиной щеки применительно к коленчатому валу среднеоборотного тепловозного дизеля типа 16ЧН26/26

На рис 5 представлены значения теоретических коэффициентов концентрации напряжений в галтели вала при изгибе, полученные А С Лейкиным и с помощью МКЭ, где $(\alpha_\sigma)_{\Delta=0}$ – коэффициент концентрации напряжений в галтели

коленчатого вала с $\frac{h}{d} = 1,6$, и $\frac{d_{ax}}{d} = 0$ при нулевом перекрытии шеек, $(\beta_\sigma)_h, (\beta_\sigma)_{d_{ax}}$

– соответственно коэффициенты, учитывающие влияние ширины щеки и диаметра облегчающего отверстия, $(\beta_\sigma)_\Delta$ - коэффициент, учитывающий влияние перекрытия шеек

Из представленных графиков видно, что коэффициенты концентрации в галтели, полученные с помощью МКЭ за исключением $(\alpha_\sigma)_{\Delta=0}$ достаточно точно описываются зависимостями Лейкина

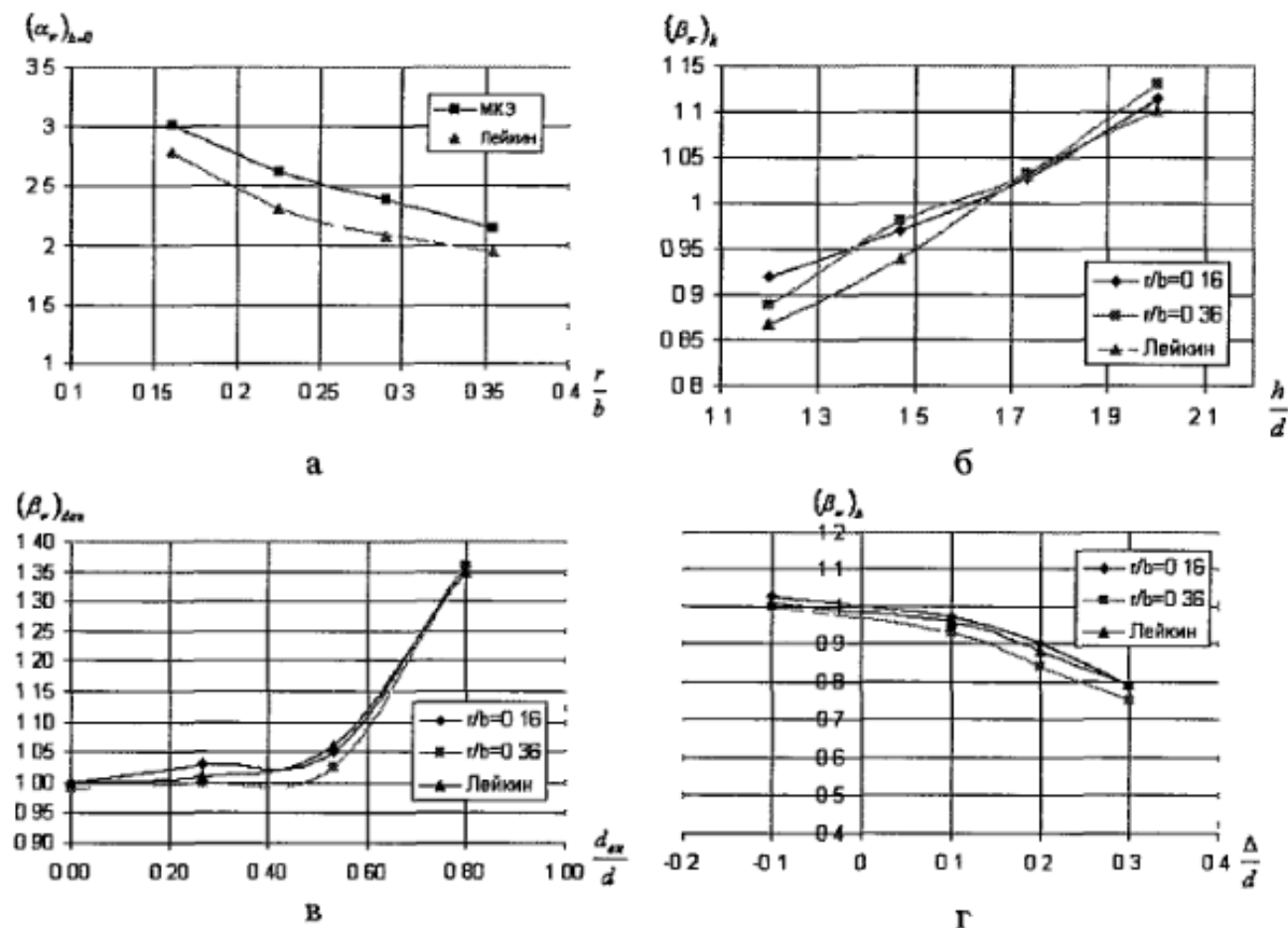


Рис 5 Коэффициенты концентрации напряжений при изгибе в галтели
а) - $(\alpha_\sigma)_{\Delta=0}$, б) - $(\beta_\sigma)_h$, в) - $(\beta_\sigma)_{des}$, г) - $(\beta_\sigma)_\Delta$

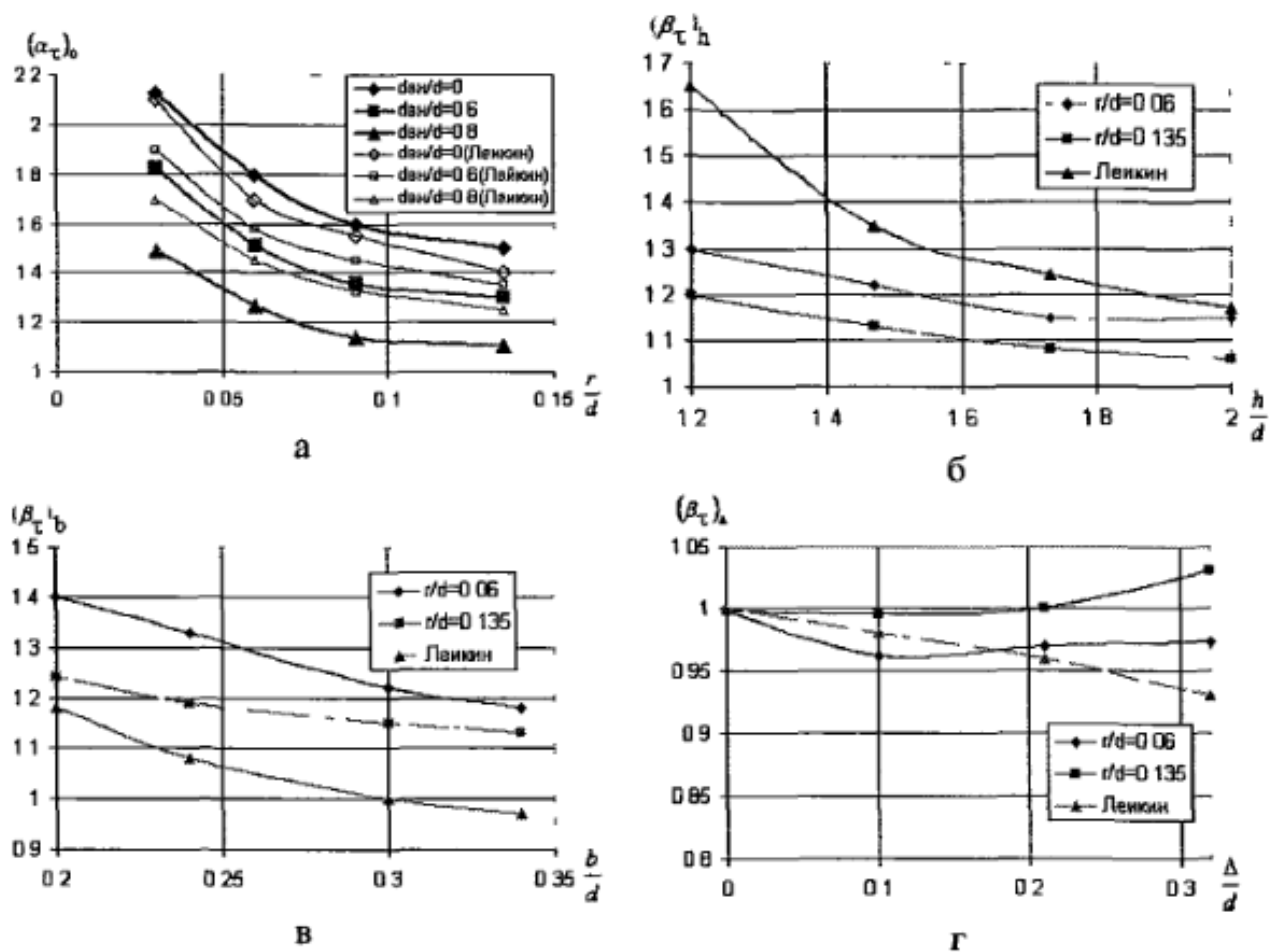
Максимальное отклонение для $(\alpha_\sigma)_{\Delta=0}$ не превышает 14%. Однако, необходимо отметить, что расхождения идут не в запас прочности

На рис 5 показаны распределения теоретических коэффициентов концентрации напряжений в галтели вала при кручении, полученные Лейкиным и с помощью МКЭ

Как следует из приведенных результатов расчета, коэффициенты концентрации в галтели вала при кручении, в отличие от изгиба, могут существенно отличаться от зависимостей Лейкина. Расхождения могут достигать 30% и более

На рис 6-8 показаны изменения коэффициентов концентрации напряжений, полученных с использованием численного эксперимента и по зависимостям А С Лейкина соответственно при изгибе и кручении, где $(\alpha_\sigma)_0$ - коэффициент концентрации напряжений в галтели вала, $(\beta_\sigma)_h, (\beta_\sigma)_b$ - соответственно ко-

эфицненты, учнтывающне влннне шрнны н толщны щеку, $(\beta_r)_\Delta$ - коэффнцент, учнтывающнй влннне перекрытня шеек



Рнс 6 Коэффнцентн концентрнцн напряжений прн крученнн в галтели
а) - $(\alpha_\tau)_0$, б) - $(\beta_\tau)_h$, в) - $(\beta_\tau)_b$, г) - $(\beta_\tau)_\Delta$

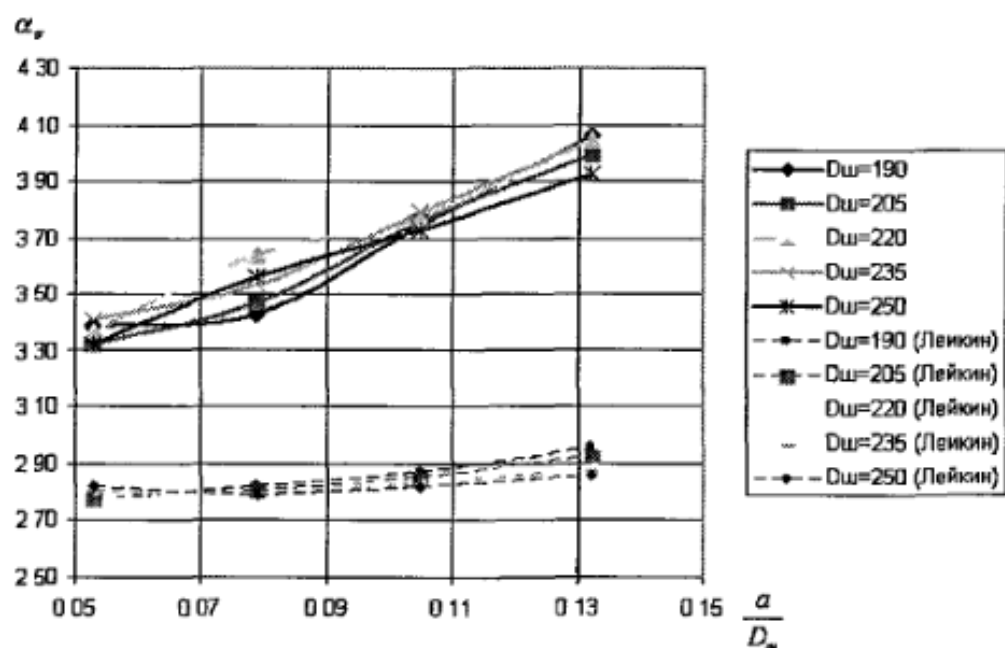


Рис 7 Коэффициент концентрации напряжений в маслоподводящем отверстии при изгибе, α_σ

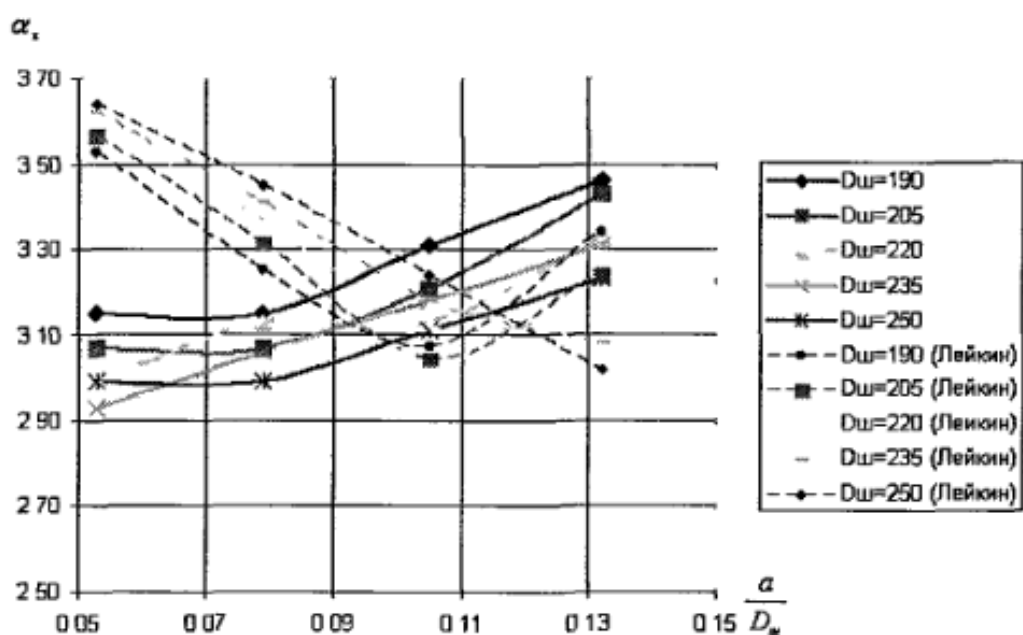


Рис 8 Коэффициент концентрации напряжений в маслоподводящем отверстии при кручении, α_τ

Значения коэффициентов концентрации напряжений от изгиба, полученных на конечноэлементных моделях значительно выше (до 35-40%) значений, полученных А С Лейкиным. Это обстоятельство объясняется тем, что маслоподводящий канал в исследуемом коленчатом валу имеет наклон в двух плоскостях, в то время как эмпирические зависимости получены для канала с на-

клоном в одной плоскости. Характер распределения α_r также значительно отличается от зависимостей А.С.Лейкина.

Расчетные исследования показали, что попытки снизить максимальные напряжения в маслоподводящем отверстии за счет увеличения радиуса скругления кромок к сколь-нибудь значимому результату не привели.

С целью снижения максимальных напряжений в маслоподводящем отверстии предложено сделать фрезеровку острой кромки отверстия с дальнейшим снятием фаски, как показано на рис. 9.

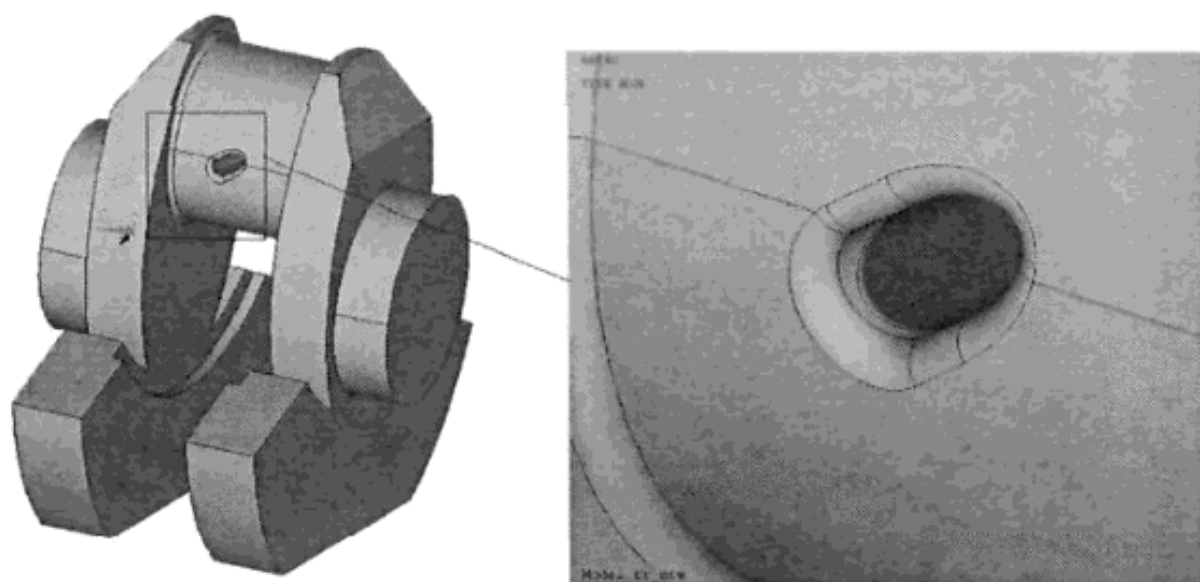


Рис.9. Модифицированное маслоподводящее отверстие

При действии крутящего момента максимальное значение интенсивности напряжений и, соответственно, коэффициент концентрации по сравнению со штатной конструкцией снизился на 30% и составил $\alpha_r = 2,25$.

Для определения крутильной жёсткости были созданы параметрические модели колена вала. На основании полученных значений угловых перемещений определена жесткость колена вала. Проведены сравнения с широко используемыми эмпирическими зависимостями. Сделан вывод о том, что при вычислениях жесткости колена вала двигателя ЧН26/26 наиболее близкие результаты дают формулы Картера и Зиманенко.

Для расчета на выносливость по программе KVAL был выбран коленчатый вал двигателя 16ЧН26/26 Коломенского тепловозостроительного завода.

На рис. 10-13 показаны распределения напряжений и запасов выносливости для различных элементов коленчатого вала по его длине.

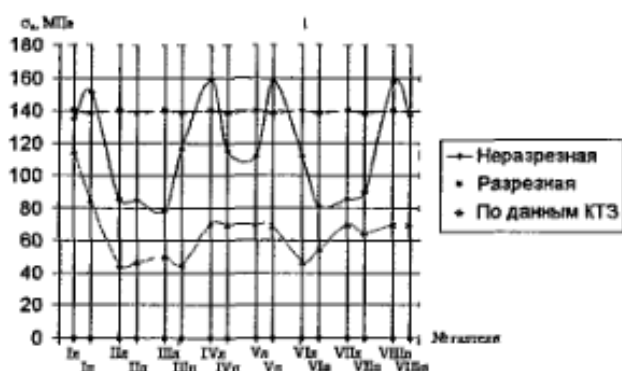


Рис 10 Амплитуда напряжений изгиба в галтелях шатунных шеек, МПа

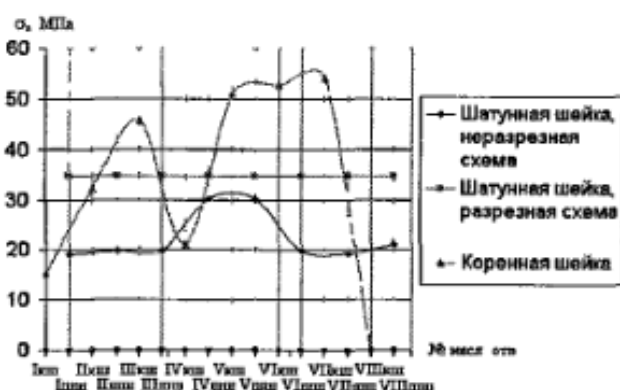


Рис 11 Амплитуда напряжений изгиба в маслоподводящих отверстиях шеек, МПа

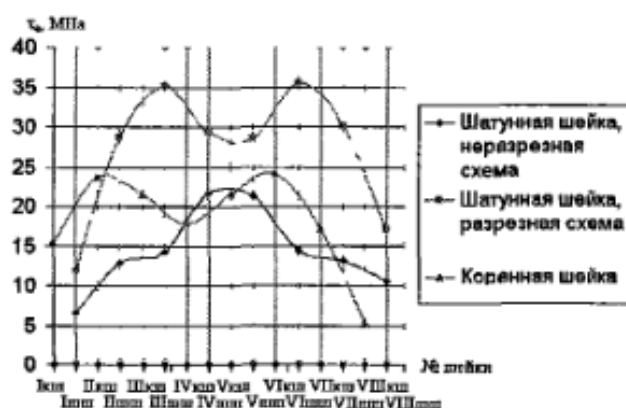


Рис 12 Амплитуда напряжений кручения шеек, МПа

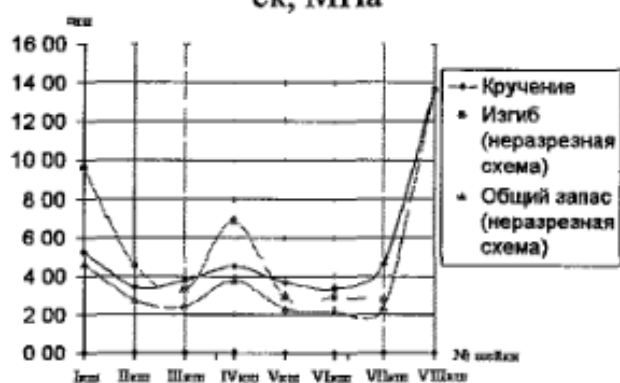


Рис 13 Коэффициенты запаса в маслоподводящих отверстиях коренных шеек

Из полученных данных следует, что минимальный запас выносливости коленчатого вала на номинальном режиме работы двигателя находится в правой галтели шатунной шейки пятой секции двигателя и составляет величину 1,34. При этом определяющими являются напряжения изгиба.

Выполнен расчет дополнительных напряжений от крутильных колебаний на резонансных режимах работы двигателя, а также динамический расчет на резонансных режимах без учета колебаний. Расчет крутильной системы двигателя проводится в составе силовой установки, включающей в себя, помимо двигателя, маховик, соединительную муфту и генератор. Для построения модели крутильной системы двигателя были использованы данные КТЗ.

По результатам расчета был выявлен наиболее опасный режим работы двигателя со значительными амплитудами дополнительных напряжений $n=939$ об/мин (гармоника 5-й третьей собственной частоты системы $\omega_{с3}=541$ 1 рад/с).

На рис 14-15 представлены сравнительные результаты расчетов запасов прочности соответственно для отверстий шатунных шеек и галтелей по длине коленчатого вала, полученные на резонансном и номинальном режимах работы двигателя.

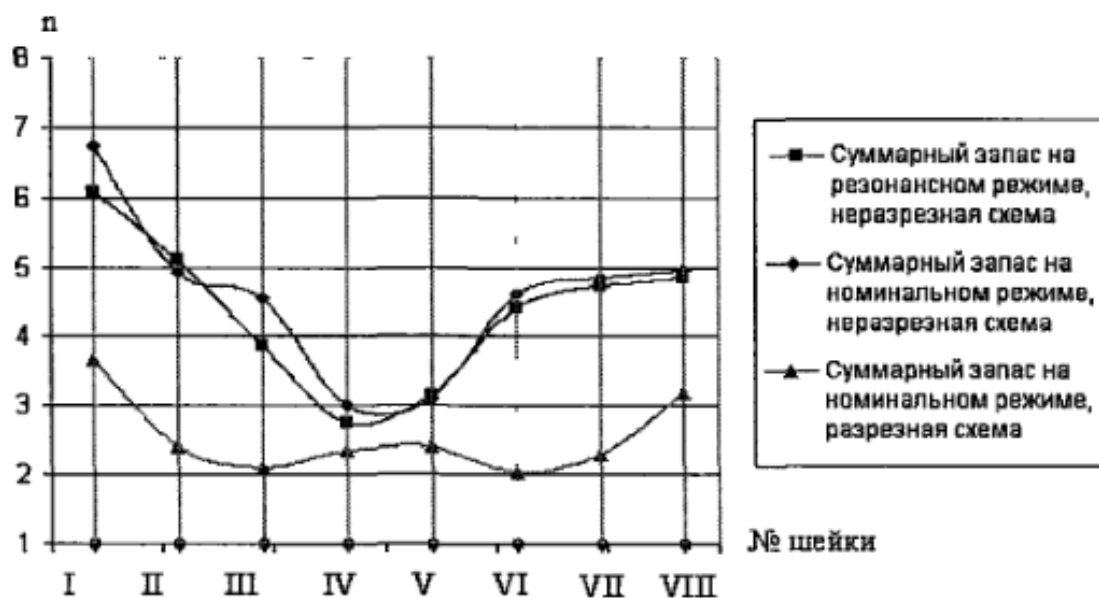


Рис. 14. Коэффициенты запаса в маслоподводящих отверстиях шатунных шеек

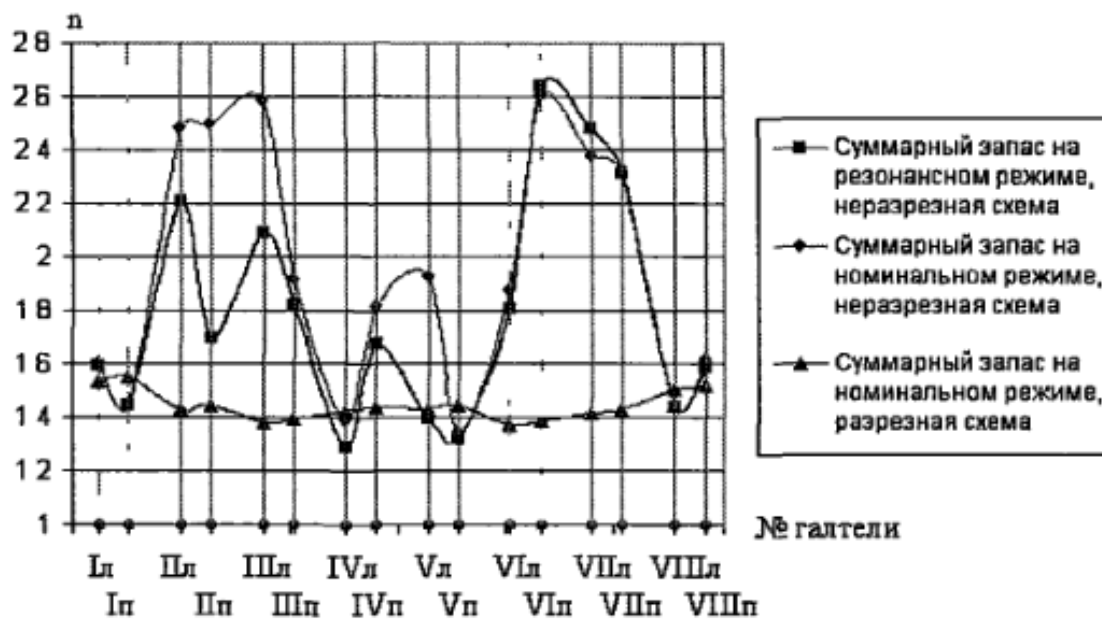


Рис 15. Коэффициенты запаса в галтелях шатунных шеек

Таким образом, проведенные исследования подтверждают адекватность и практическую ценность предложенного метода расчета коленчатого вала на выносливость

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1 В диссертации разработана методика, алгоритм и программа по расчету коленчатого вала на выносливость с использованием неразрезной схемы с учетом податливостей опор и крутильных колебаний

2 Проведена расчетная оценка влияния перекрытия шеек на жесткость колена вала в двух плоскостях с применением 3-х мерных объемных конечно-элементных моделей

3 Проведен расчет теоретических коэффициентов концентрации коленчатого вала в галтелях и маслоподводящих отверстиях с применением 3-х мерных объемных конечно-элементных моделей и сравнение их с полуэмпирическими зависимостями

4 Проведен расчет крутильной жесткости коленчатого вала с применением 3-х мерных конечно-элементных моделей. Результаты расчета сопоставлены с широко используемыми эмпирическими зависимостями. Наилучшее совпадение с результатами численного эксперимента дали формулы Картера и Зимаенко

5 Проведен расчет коленчатого вала среднеоборотного транспортного дизеля типа 16ЧН26/26 на номинальном режиме с учетом линейной и угловой податливостей опор

6 Определены дополнительные напряжения, возникающие в коленчатом валу при работе в условиях резонанса

7 Выполнен расчет коленчатого вала на выносливость при работе в условиях резонанса

Основное содержание диссертации отражено в следующих публикациях

1 Краснокутский А Н Трифонов Ю Ю Расчет коленчатого вала по неразрезной схеме// 175 лет МГТУ им Н Э Баумана международная конференция – М , 2005 – С 78

2 Краснокутский А Н Трифонов Ю Ю Расчет коэффициентов концентрации напряжений в коленчатых валах транспортных двигателей// Вестник МГТУ им Н Э Баумана Машиностроение - Специальный выпуск «100 лет специальности двигателя внутреннего сгорания» – (М), 2007 – С 178-184

3 Краснокутский А Н Трифонов Ю Ю Расчет : коленчатого вала на выносливость с учетом резонансных крутильных колебаний//Двигатель-2007 Международная конференция, посвященная 100-летию специальности "Двигатели внутреннего сгорания" МГТУ им Н Э Баумана М , 2007 – С 190-195

Подписано к печати 26 09 07 Заказ № 668
Объем 1,0 печ л Тираж 100 экз
Типография МГТУ им НЭ Баумана
105005, Москва, 2-я Бауманская ул , д 5
263-62-01